Dişli kutularında eş değer tork hesabı ve verilen yük spektrumundan uygulama faktörünün (KA) belirlenmesi



Mak. Müh. Yiğit Ersoy
HİSTOGRAM Makine
Genel Koordinatörü



Uygulama faktörü, K_a

Planet mekanizmalarında, düz ve helisel dişli redüktörler gibi güç aktarım sistemlerinde yük kapasitesini tahmin etmek için literatürde çeşitli yöntemler bulunabilir. Konvansiyonel tasarım prosedürü, hem eğilme hem de aşınma durumlarında dişlinin diş dibi mukavemeti hesaplanan bir stres değeriyle karşılaştırır.

Dişli tahrikinin geometrik verilerinin sabit olmadığı durumlarda bu hesaplama yöntemi, dişli tasarım aşamasında ilk tahmin için kullanışlıdır.

Uygulama faktörü KA, eşdeğer tork ile nominal tork arasındaki oran olarak tanımlanır:

$$K_A = \frac{T_{eq}}{T_n}$$

T_n: *Nominal tork*

T_{eq}: *Eş değer tork*

Birbiri ile çalışan iki dişliden her biri için diş kökü kırılması ve aşınma direnci için uygulama faktörü KA belirlenmelidir. Bu dört değerden en yüksek olanı, ISO 6336'ya uygun bir dişli oranı için kullanılmalıdır.

Çalışma şartları değişken olan dişli kutuları farklı moment ve çıkış hızlarında çalışmaktadır.. Eşdeğer tork, aşağıdaki denklemde tanımlanır

$$T_{eq} = \left(\frac{n_1 T_1^p + n_2 T_2^p + \ldots}{n_1 + n_2 + \ldots} \right)^{\frac{1}{p}}$$

ni: i için çevrim sayısı ,

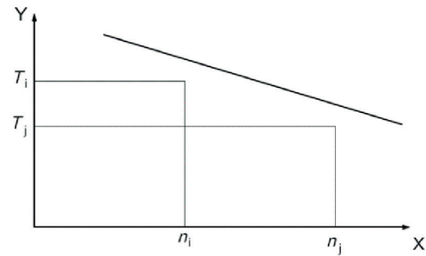
Ti: i için tork değeri,

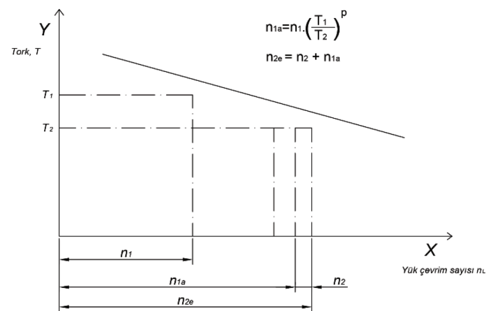
p: Woehler-damage çizgisinin eğimi, seçim için aşağıdaki tabloya bakınız.

Aşağıdaki yöntem, woehler hasar çizgisinin, bazı sınır streslerin altındaki gerilimlerde meydana gelen tüm hasarları göz ardı edilerek basitleştirdiği bir tasarım durumu için geçerlidir. Tasarım yapılana kadar dayanma sınırının gerilme bakımından konumu dişli ile ilgili olarak bilgi olmaksızın, dayanıklılık sınırı dişli tasarımı değiştikçe çevrim şartlarına bağlı olarak değişmemesi gerçeğine dayanır.

Ayrıca, Ti torku, yeni bir Tj torku ile değiştirilebilir, böylece hasara neden olur. Tork Ti ile tork Tj'nin neden olduğu ile aynıdır.

$$T_i^p n_i = T_j^p n_j$$





Kutular (T_1, n_1) ve (T_2, n_2) (T_{2e}, n_{2e}) ile değiştirildi

Tablo1:

Tablo1: Üst P^a ve $n_{L\,ref}$ yük döngülerinin sayısı				
Isıl işlem	***Aşınma(Pitting)***		***Diş dibi (Tooth root)***	
	P^a	***$n_{L\,ref}$***	***p***	***$n_{L\,ref}$***
Karbonlanmış doku	*6,610*	*5x10^7*	*8,738*	*3x10^6*
Sementasyon	*6,610*	*5x10^7*	*6,225*	*3x10^6*
Nitrasyon	*5,709*	*2x10^6*	*17,035*	*3x10^6*
Nitro karbünizasyon	*15,715*	*2x10^6*	*84,003*	*3x10^6*
" a " Aşınma (Pitting) için p değerleri tork için verilmiştir ; Stres dönüştürmek için, bu değerler iki katına çıkarılmalıdır.				

Bu prosedür, n_{2e}. dayanıklılık limit döngülerine ulaştığında durdurulmalıdır, $n_{L\ ref}$.

Örnek:

Tarım ve hayvancılık sektöründe çalışan bir gübre karıştırma makinesi redüktörünün ,çalışma çevrimi içerisinde homojen bir karıştırma olana kadarki bir Aşağıdaki tabloda verilen çalışma şartlarında çalışan bir redüktör için eş değer tork değerini (T_{eq}) bulalım.

ARALIK	Tork Değeri T(Nm)	Çevrim Sayısı (N)
1	25450Nm	5
2	21350Nm	15
3	18350Nm	20
4	15400Nm	30
5	12300Nm	30

Değişken çalışma şartları değişken olan dişli kutuları farklı moment ve çıkış hızlarında çalışmaktadır. Eşdeğer tork değerini hesaplayalım.

Dişli malzemesi genellikle sementasyon işlemi uygulandığı için ISO 6336-6 standardına göre tablo 1'den p değeri 6,61 olarak hesap edilir. Özel projelerde, yapılan uygulamalara göre bu değer değişebilir.

$$T_{eq} = \left(\frac{n_1 T_1^p + n_2 T_2^p + \ldots}{n_1 + n_2 + \ldots} \right)^{\frac{1}{p}}$$

Tablo 3 2019 baskısında eklenen uygulama faktörü KA-B için kılavuz değerler.				
iş makinesinin çalışma özelliği	iş makinesinin çalışma özelliği			
	Düzgün	Hafif Darbeli	Orta Darbeli	Ağır Darbeli
Düzgün	1.00	1.25	1.50	1.75
Hafif Darbeli	1.10	1.35	1.60	1.85
Orta Darbeli	1.25	1.50	1.75	2.00
Ağır Darbeli	1.50	1.75	2.00	≥2.25

Tablo 4 Geçerlilik aralığı ve sınırlamalar		
Özellik	2006 baskısı, limitler	2019 baskısı, limitler
Yağlama	Öncelikli olarak yağ, yaklaşık olarak gres	Silindirik, dış, iç
Profil Geometri	ISO 53'te standartlaştırıldığı şekliyle standart kramayer dişli Gerçek enine temas oranının aşağıdakilerden daha az olduğu diğer kramayer dişli εαn = 2.50	ISO 53'te standartlaştırıldığı şekliyle standart kramayer dişli Gerçek enine temas oranının aşağıdakilerden daha az olduğu diğer kramayer dişli

ISO 6336-6:2006 ve ISO 6336-6:2019 arasındaki farklılıklar:

ISO 6336-6:2006 standartı 2019 yılında ISO 6336-6:2019 olarak revize edilmiştir. Uygulama faktörü KA için kılavuz değerlerle birlikte Bölüm 4.1 ve Ek B (bilgilendirici), 2019 baskısında kaldırılmıştır. Bu bilgiler 2019 revizyonunda 1. bölümde verilmektedir, yukarıdaki Tablo 3'e bakınız. Aksi takdirde, belgenin yapısı, 2006 baskısında olduğu gibi 2019 baskısında da aynı kalır.

Referanslar

[1] ISO 6336-6: 2006, Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 6: Calculation of service life under variable load.

[2]ISO 6336-6: 2019, Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 6: Calculation of service life under variable load.

[3]Changes in ISO 6336:2019 —Parts 1, 2, 3, 5 and 6 Hanspeter Dinner

$$T_{eq}: \left(\frac{5.25450^{6,61} + 15.21350^{6,61} + 20.1850^{6,61} + 30.1500^{6,61} + 30.1250^{6,61}}{5 + 15 + 20 + 30 + 30} \right)^{1/6,61}$$

T_{eq}=18761,93 Nm

Tablo 2 Geçerlilik aralığı ve sınırlamalar		
Özellik	2006 baskısı, limitler	2019 baskısı, limitler
Dişli Tip	Silindirik, dış, iç	Silindirik, dış, iç
Profil Geometri	Evolvent	Evolvent
Normal çalışma basıncı açısı	25°'ye kadar	15° ile 25°
Referans Helis açısı	25°'ye kadar	30°'ye kadar
Enine Temas Oranı	1.00 ila 2.50	1.00 ila 2.50
Dişliler ε_α <1.00	Formüller uygulanamaz	Formüller uygulanamaz
Diş uçları ve Kök radüsleri karışması	Formüller uygulanamaz	Formüller uygulanamaz
Sivri Dişler	Formüller uygulanamaz	Formüller uygulanamaz
Sıfır Dişli boşluğu	Formüller uygulanamaz	Formüller uygulanamaz

Mak Müh. Yiğit ERSOY
HİSTOGRAM Makine
Genel Koordinatör

HiSTOGRAM MAKİNA